

洋上風力発電のためのセミサブ浮体構造の開発

嶋田 健司	清水建設(株) 技術研究所 総合解析技術センター
助川 博之	東京電力(株) 技術開発研究所 設備基盤技術 G
大山 巧	清水建設(株) 技術研究所 総合解析技術センター
宮川 昌宏	清水建設(株) 土木技術本部 社会基盤統括部
難波 治之	清水建設(株) エンジニアリング事業本部 原子力本部
石原 孟	東京大学大学院工学系研究科総合研究機構

A Study on A Semi-Submersible Floating Offshore Wind Energy Conversion System

SHIMADA, Kenji	Shimizu Corporation
SUKEGAWA, Hiroyuki	Tokyo Electric Power Company
OHYAMA, Takumi	Shimizu Corporation
MIYAKAWA, Masahiro	Shimizu Corporation
NAMBA, Hiroyuki	Shimizu Corporation
ISHIHARA, Takeshi	The University of Tokyo

Abstract

A new semi-submersible floating structure is proposed on which three wind turbine towers are installed. At first, this paper presents a basic characteristic of the wave-induced motion of this semi-submersible floating structure via numerical computations and 1/150 scaled rigid model experiments in a wave tank. In the numerical computations, non-linear damping effect due to drag forces modeled by the Morison's formula is considered in the equation of motion, where the linear hydrodynamic forces are obtained from the Green's function model. As a result, the response characteristics around the resonant frequency region were successfully improved. Next, in addition to such basic examination, structural stability for severe wave conditions are presented for a realistic situation. At last, the present study attempts a structural optimization of the draft depth of the connecting beams by a cumulative fatigue damage analysis. Although the wave induced motion was varied according to the draft depth, it does not interfere the operation of wind turbines, however, fatigue damage was much more influenced by the draft depth. The optimum depth of 30 m has been obtained from the viewpoints of structural safety.

1 はじめに

様々な自然エネルギー利用法の中で、近年、急激に実用化が進んでいるのは風力発電であり、2006年度末における我が国の導入量は149万kWに達している¹⁾。しかし、高効率で利便性の高い適地が減少していることなどから、陸上での風力発電の新規導入は困難になりつつある。風力発電の開発を先駆的に行ってきた欧州では、すでに洋上での風力発電が実用化されており、2010年で300万kWの導入²⁾を目指している我が国においても洋上風力発電の実現化が強く望まれている。

欧州に比べて我が国の沿岸域は、わずかな離岸距離でも水深が深くなるところが多い。このため、欧州のような着底基礎の洋上設置には限界があり、ウィンドファームとしての平面的な広がりを持たせるためには、浮体式構造にならざるを得ないと考えられる。

浮体式の洋上風力発電に関する技術検討は、これまでに

数多く行われてきており、様々な構造が提案されてきた³⁾。浮体式構造の実現化に向けて特に重要となるポイントは、建設コストが低く抑えられること、高い発電効率を維持するために波浪や風による動揺量が小さい構造であることである。このような背景から、軽量化を図ったセミサブ式の浮体構造を新たに考案した。本研究では、この浮体構造の波浪動揺特性を予測するための数値解析モデルとして、非線形減衰力を考慮したモデルを開発し、模型実験による検証を行うとともに、実機に対する解析結果から暴風時の係留安全性および定格時の発電安定性について検討した。また、浮体の喫水深をファクターとして、風車性能に影響を及ぼす波浪動揺特性、および疲労損傷に対する構造安全性の観点から、経済性に優れた浮体構造の最適化を行なった。

2 構造体の特徴

Fig.1 に本研究で対象としたセミサブ浮体を示す。風車は

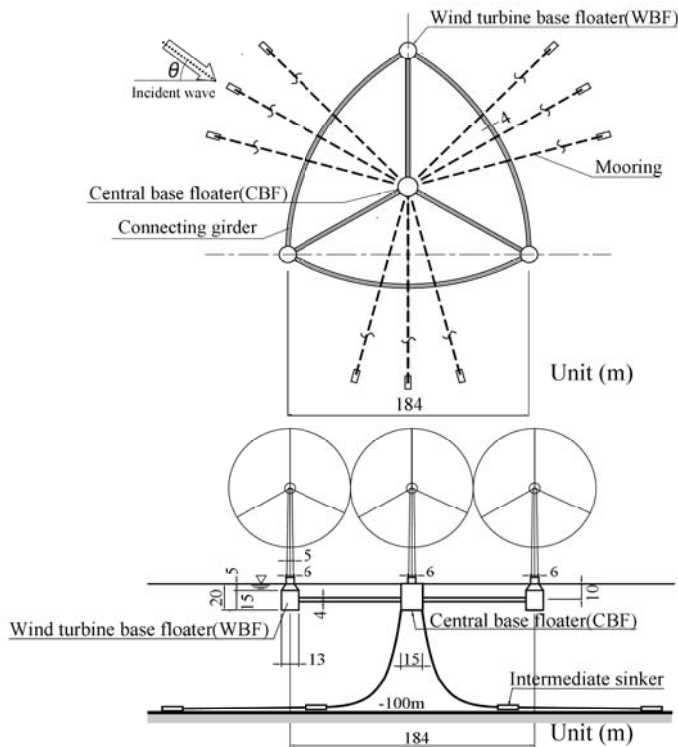


Fig. 1 A Semi-submerged floating structure for offshore wind energy production system.

定格出力 2.4MW（ローター直径：92m，ハブ高さ：70m）を 3 基搭載している。本浮体構造は、風車基礎浮体 3 基と中央浮体 1 基、および各浮体を連結する梁部材から構成されている。係留システムとしては、中央浮体から 3 方向のチェーン係留とし、各方向 3 本ずつの 9 点係留としている。風車基礎浮体は鋼構造を想定しており、その浮力で風車の重量を支える。連結部材は鋼構造であり水中部に位置するため浮力が生じないようにコンクリートバラストにて中立状態の重量としている。

一方、波浪動揺量の低減のため、6 自由度運動に対する復元剛性を低くして固有周期の長周期化を図っている。具体的には、まず、係留システムとして中間シンカー方式を導入し、水平面内の運動モード（Surge, Sway, Yaw）に対する係留剛性を低く設定した。また、風車基礎浮体の水線面積を没水部の断面よりも小さくし、Heave, Roll, Pitch 運動における復元剛性を低減させた。これらの工夫により、水深 100m を想定した場合の固有周期はいずれの運動モードについても 25s 以上となっている。

3 抗力による減衰効果を考慮した動揺解析モデル

3.1 グリーン関数法

浮体に作用する流体力のうち、波強制力、付加質量、造波減衰係数の評価には、線形ポテンシャル理論に基づくグリーン関数法を適用した。グリーン関数の計算に際しては、Wehausen ら⁴⁾の原形を直接取り扱うと計算精度が悪化することから、収束性の高い級数形に変換した計算方法^{5,6,7)}を適用した。

グリーン関数法の基本検証を行うために、直方体浮体を対象とした高山ら⁸⁾の模型実験との比較を行った。Fig.2 には、Sway, Heave, Roll の動揺特性の比較例を示す。図中、 B は浮体の幅、 λ と H_0 は入射波の波長と波高である。これらの図からわかるように、本解析結果は実験結果を良好に再現している。また、ポンツーン浮体については、線形ポテンシャル

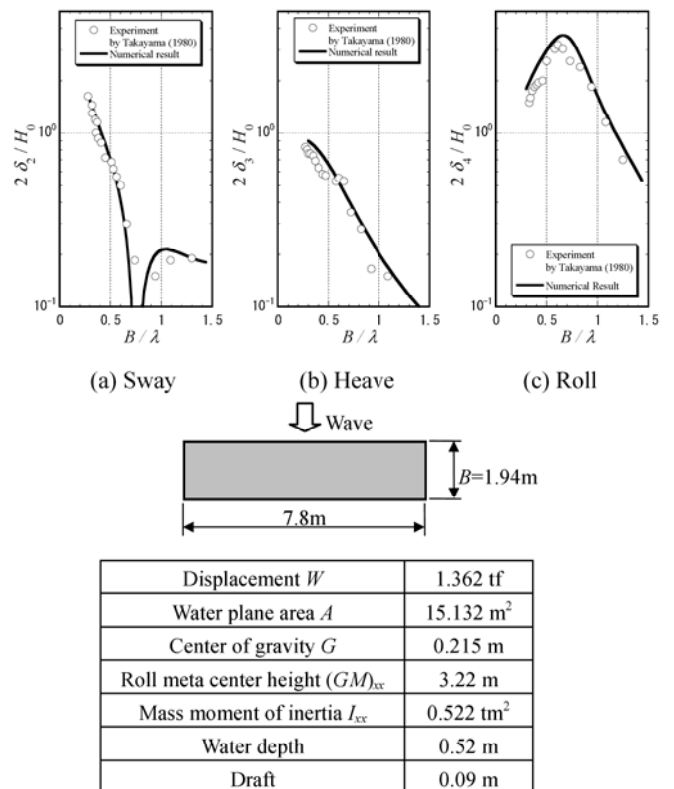


Fig. 2 Comparison of response characteristics between the numerical and experimental results by Takayama et al. ⁸⁾

理論に基づく拡張緩勾配方程式モデル⁹⁾の解析結果とほぼ完全に一致することも確かめている。

3.2 非線形減衰力のモデル化

グリーン関数を用いた通常の動揺解析モデルでは、減衰のメカニズムとして造波減衰力のみが考慮されている。しかし、本セミサブ構造のように小口径部材を多く含む構造では、渦による抗力の効果が支配的になると考えられる。モリソン式を用いれば、各構造部材に作用する抗力は、以下のように表される。

$$\Delta F_D = \frac{1}{2} \rho C_D D |u_i - U_s| (u_i - U_s) \Delta l \quad (1)$$

ここに、 ΔF_D ：長さ Δl の部材に作用する抗力の部材直交方向成分、 ρ ：海水の密度、 C_D ：抗力係数、 D ：部材の断面に関する代表長さ、 u_i ：水粒子速度の部材直交方向成分、 U_s ：部材の運動速度の部材直交方向成分である。モデルのベースとなっているグリーン関数法は周波数領域の解析法であり調和振動を仮定していることから、ここでは式(1)を直接用いるのではなく、以下のように等価線形化して扱うこととした¹⁰⁾。

$$\Delta F_D \approx \frac{1}{2} \rho C_{DL} D (u_i - U_s) \Delta l \quad (2)$$

$$\text{規則波の場合： } C_{DL} = C_D \times \frac{8}{3\pi} \text{MAX} \{ |u_i - U_s| \} \quad (3)$$

$$\text{不規則波の場合： } C_{DL} \approx C_D \times \sqrt{\frac{8}{\pi}} \text{RMS} \{ |u_i - U_s| \} \quad (4)$$

Fig.3 には、不規則波に対する浮体構造物の動揺を求めるための解析フローを示す。まず、グリーン関数法により、周

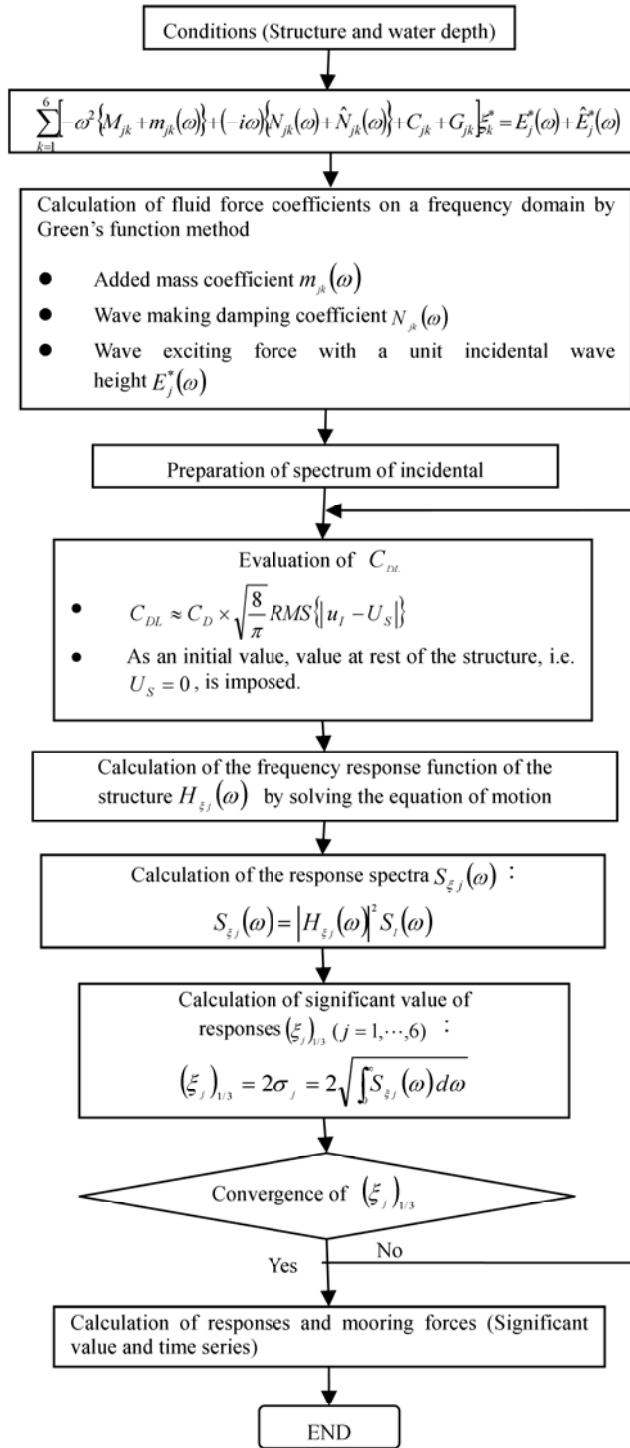


Fig. 3 Flowchart of calculation of wave induced motion.

波数領域で線形流体力係数を求めておく。ここで、波強制力については単位入射波振幅に対する値を求めておけばよい。次に、式(4)の C_{DL} の初期値として $U_S = 0$ (構造物が運動しない場合) に対する値を用いて、6 自由度の浮体の運動方程式を周波数領域で解き、単位入射波振幅に対する動揺量、すなわち応答関数を求める。与えられた入射波スペクトルと応答関数から、6 自由度動揺量の分散を求め、各部位要素ごとに式(4)の C_{DL} を評価し、動揺量を再計算する。以上の手順を解析結果が収束するまで繰り返す。

4 模型実験

4.1 実験の概要

実験は(独法)海上技術安全研究所の変動風水洞(水槽部

Table 1. Specifications of the experimental model.

	1/150 scaled prototype floater	Experimental Model	Note
Displacement (t)	0.486×10^{-2}	0.554×10^{-2}	Diameter of WBF
Moment of inertia $I_{xx}, I_{yy}(\text{tm}^2)$	0.77×10^{-3}	0.862×10^{-3}	1/150 scaled prototype model : $\phi_{1/150} = 0.0867\text{m}$ Experimental model: $\phi = 0.0900\text{m}$
Center of gravity (m)	0.060	0.048	Depth from hydrostatic surface
Height of meta-center (m)	0.171	0.171	
Waterplane area (m^2)	0.377×10^{-2}	0.377×10^{-2}	
Spring constant (kN/m)	0.196×10^{-1}	0.147×10^{-1}	

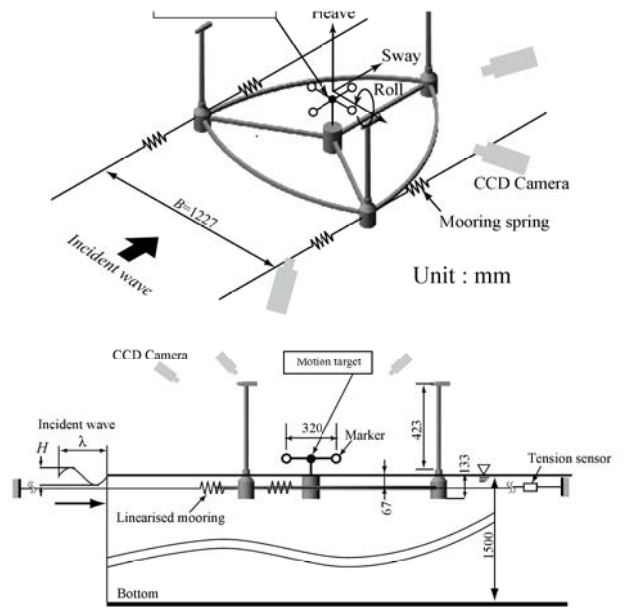


Fig. 4 Measuring of responses.

長さ 17.6m×幅 3m×水深 1.5m、造波装置：フラップ式)で実施した。模型浮体は実機の 1/150 スケールを想定したアクリル製剛体模型である。ただし模型製作上の理由から、連結部材を正方形断面(実機は円断面)とし、連結部材と中央浮体を繋ぐケーブルは取り付けしていない。Table.1 に模型の主な諸元を示す。

Fig.4 には設置状況と計測方法の概略を示す。実験は波向きが -90° (Fig.1) の場合について行った。係留系には水平線形バネを用い、実機において暴風時の定常外力が作用したときの係留剛性に近いバネ定数を設定した。浮体の動揺は中央浮体上に設置した合計 4 個のターゲットの動きを 3 台の CCD カメラにより撮影し、画像解析処理により 6 自由度の変位に変換することで計測した。水深は 1.5m で一定とし、入射波高 2, 4, 8cm の 3 ケースの規則波を対象として、周期を 0.6s から 3.0s に変化させた。計測結果はすべてフーリエ展開により入射波周期の成分で整理した。

4.2 解析結果との比較

グリーン関数法による解析では、浮体の没水表面を合計

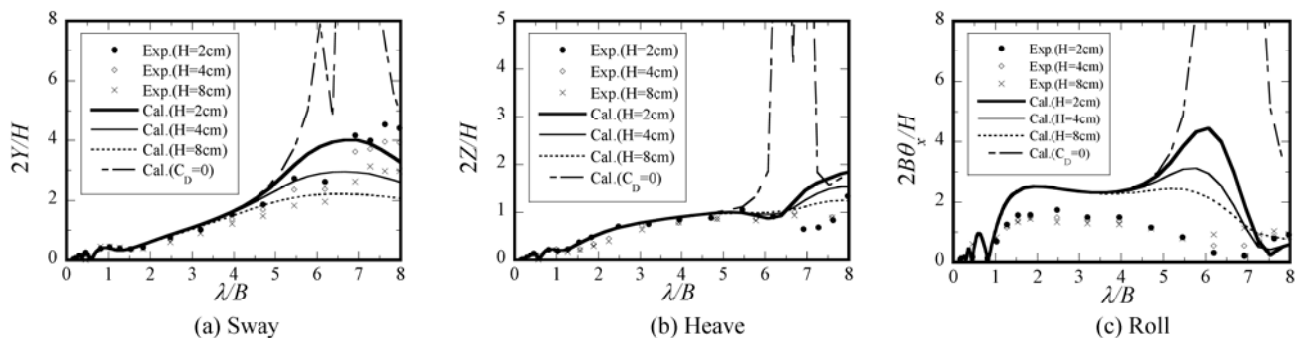


Fig. 5 Comparison of displacement responses between the numerical and experimental results

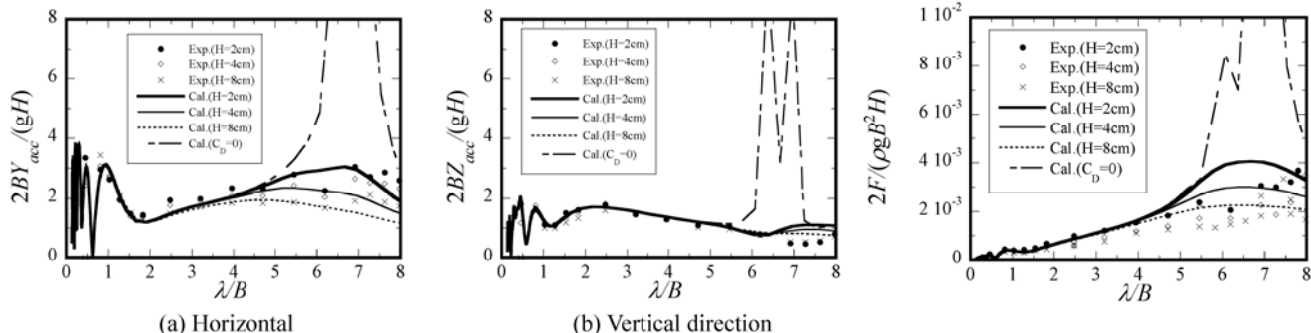


Fig. 6 Comparison of acceleration responses.

Fig. 7 Comparison of mooring forces.

1918 要素に分割した。また、これとは別に構造体を 394 軸部材要素に分割し、式(2)に基づいて抗力を評価した。抗力係数 C_D は正方形断面の連結部材では 2.0、中央・基礎浮体では 1.0 とした。

Fig.5, 6, 7 に、各運動モード (Sway, Heave, Roll) の動揺振幅、中央浮体の応答加速度、係留張力の周期特性の比較を示す。各図には抗力を無視した通常のグリーン関数法による結果 ($C_D = 0$) も示してある。各運動モードの固有周期は 2.5s~2.7s (実機: 30s~33s) の範囲にあり、1s 以下の短周期帯で現れる複数のピークは、風車基礎浮体、中央浮体、連結部材に作用する波強制力の位相干渉によるものである。これらの図からわかるように、本解析結果は、Sway および Heave 運動について実験結果と良い一致を示している。特に、Sway については、入射波高による差異が固有周期付近で明確に現れており、実験から得られた特性が比較的良好に再現されている。これに対して、抗力を無視した解析は、いずれの運動モードについても固有周期付近の応答値をかなり過大に評価していることから、本浮体構造の場合、造波減衰に比べて抗力による減衰効果が支配的であることがわかる。

一方、固有周期付近の Roll については実験と解析の結果に差異が見られ、実験結果には固有周期でのピークがほとんど現れていない。時系列波形を調べてみると、Sway や Heave がほぼ正弦波的な応答となっているのに対して、固有周期付近の Roll の波形は入射波高が 2cm の場合でも高周波を含む非線形性の強い応答となっていることが確認された。これについては、模型の弾性変形の影響、風車基礎浮体の水線面積の変化による復元力特性の非線形性、風車基礎浮体の上下運動に対する減衰効果の過小評価など複数の原因が考えられ、現在検討を進めている。以上のように、本解析モデルは、Roll の動揺量を若干過大に推定しているものの、渦による減衰効果を含めて実験結果の再現性はほぼ良好であると考えられる。

参考のため、非線形減衰項の等価線形化に伴う収束計算に

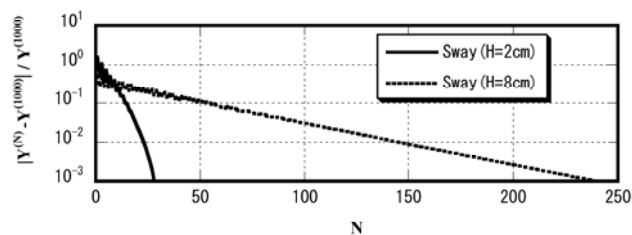


Fig. 8 Example of a convergence of a solution. ($T=2.5s$, Sway)

関して、Sway の固有周期付近での解の収束状況を Fig.8 に示す。図中の縦軸は 1000 回目の結果との相対誤差であり、入射波高が 2cm と 8cm の場合の結果を示している。後者の方が非線形性の影響が強く現れるため、同一の許容誤差に対応する収束回数は多くなるが、150 回程度の繰り返し計算で収束誤差は 1%未満となることがわかる。なお各運動モードとも固有周期から離れた周期帯域では非線形減衰の影響は小さく、収束解を得るための繰り返し計算数は非常に少なくなる。

5 実機の安全性検討

設置水深 100m を想定した実機を対象に、不規則波に対する動揺解析を行った。海象条件としては、Table.2 に示される暴風時と定格時 (風車の定格風速時に対応した波浪条件) の 2 ケースを設定し、前者については係留系の安全性、後者については傾斜角の観点から風車性能の安定性を検討した。本検討では、まず、定常外力である潮流力、風力および波漂流力を推定し、その結果を用いて、中間シンカー付きチェーン係留におけるカテナリー計算を行うことにより、動揺解析を行う上での係留剛性を評価した。波向き (定義は Fig.1 参照) としては、構造物の対称性を考慮して、 30° 、 60° 、 90° の 3 ケースとし、潮流と風の向きは 90° で一定とした。

Fig.9 には、暴風時で波向き 90° の場合の入射波および動

揺応答スペクトルを示す。各モードの固有周期は有義波周期よりかなり長いので、応答スペクトルにおける最低周波数のピークは入射波スペクトルのピークよりも低周波数に現れる。Table.3 に、各海象条件に対する動揺量（有義値）を示す。暴風時の係留力は、定常外力による係留力が 4000kN/本、波浪による変動係留力の最大値（有義値の 1.8 倍）が 3700kN/本であり、これらの和（7700kN/本）は、破断荷重（φ114(第3種)：8895kN）を下回ることが確認された。ただし、さらに大きな安全率を確保するためには、チェーン径を大きくするか、本数を若干増やす必要がある。

定格時の条件に対する浮体の傾斜角は、定常外力による静的傾斜角が 1.2°、波浪による最大変動傾斜角（有義値の 1.8 倍）が 0.4°であり、発電効率を維持する上で十分に低い値に抑えられることが確認できた。

6 構造最適化の検討

本構造において、連結部材の喫水深が浅い場合には連結部材に作用する波浪荷重が大きくなるため、構造安全性を確保するためには頑強な構造とする必要が生じる。一方、喫水深を深くすると波浪荷重は小さくなるが、風車基礎浮体の部材量が増加するとともに風車基礎浮体に作用する波浪荷重に対応した変動モーメントが大きくなる。すなわち、連結部材については経済的に優れた喫水位置が存在することになる。そこで、本研究では、連結部材の喫水深をファクターとして、風車性能に影響を及ぼす波浪動揺特性、および疲労損傷に対する構造安全性の観点から、経済性に優れた浮体構造の最適化を行なった。

Table 2. Oceanographic conditions

		Operational wind speed	Extreme wind speed
Wave	$H_{1/3}(\text{m})$	3.9	12.0
	$T_{1/3}(\text{s})$	7.4	13.4
Wind speed (m/s)		14.0	50.0
Current speed (m/s)		2.0	

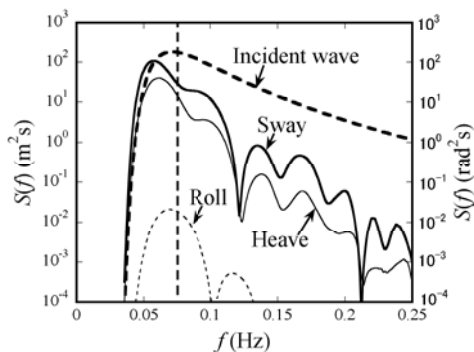


Fig.9 Spectra of incident wave and responses of the prototype floating structure.

Table 3. Response to each oceanographic condition.

		Operational wind speed			Extreme wind speed		
Wave Direction		30°	60°	90°	30°	60°	90°
Response Amplitude (Significant value)	Surge(m)	0.27	0.21	0	2.03	1.13	0
	Sway(m)	0.16	0.37	0.31	1.82	2.68	3.46
	Heave(m)	0.17	0.22	0.16	1.88	1.83	1.97
	Roll(deg.)	0.12	0.22	0.22	1.43	2.28	2.69
	Pitch(deg.)	0.21	0.22	0	2.49	1.84	0
	Yaw(deg.)	0.01	0.18	0	0.08	1.19	0

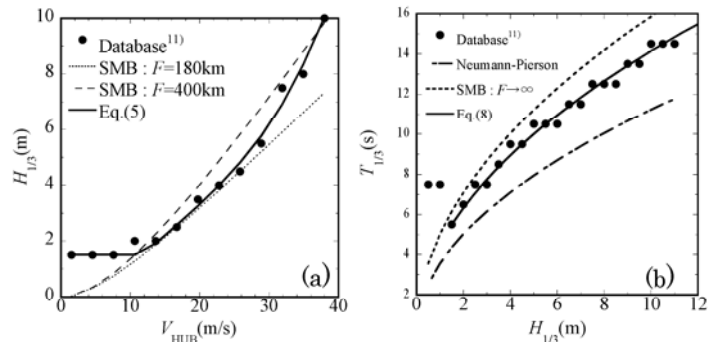


Fig. 10 Wave parameters. (a)Relation between wind speed and significant wave height, (b)Relation between significant wave height and wave period.

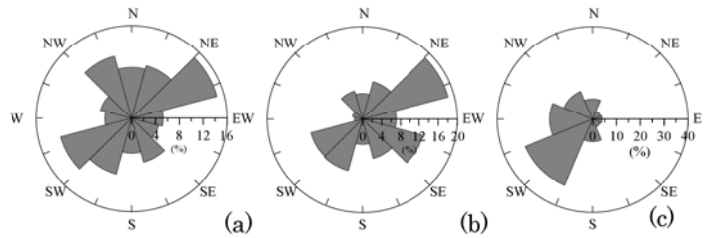


Fig. 11 Wind and wave climate. (a)Wind direction, (b)Wave direction and (c)Current direction.

6.1 風と波の設定

浮体の疲労解析のための荷重ケースは、風速をベースとして設定した。風速としては、ハブ高さの 10 分間平均風速を代表にとり、カットイン風速（風車が発電を開始するハブ高さにおける最小の風速）3m/s とカットアウト風速（風車がロータの回転を停止し、発電停止するハブ高さにおける風速）25m/s の間を等間隔に 2m/s ピッチで 11 ケースを設定した。また、カットアウト以上の風速域については 27m/s と 34m/s の 2 ケースを、さらにカットイン風速以下について 1 ケースの、合計 14 ケースを設定した。解析に際して想定海域での気象・海象条件は、海上技術安全研究所の「日本近海の波と風データベース」¹¹⁾を参考に設定した。波高の頻度分布は風速と相関性が高い風波による成分と、相関性が低いうねりによる成分が混在しているが、ここでは前者に着目して風速と波高の関係を設定した。各荷重ケースの代表波高は、SMB 法で吹送距離を風速の関数とした式(5)～式(7)により与えた。ただし波高は風速が 10m 以下では一定値を示す傾向があることから 1.5m を下限値とした。

$$H_{1/3} = \max[1.5, H_{\text{SMB}}(U_{10})] \quad (5)$$

$$H_{\text{SMB}}(U_{10}) = \frac{0.3 \left[1 - \left\{ 1 + 0.004 \sqrt{gF(U_{10})/U_{10}^2} \right\}^2 \right]}{g} U_{10}^2 \quad (6)$$

$$F(U_{10}) = 0.059U_{10}^3 - 2.4U_{10}^2 + 33U_{10} + 49 \quad (7)$$

ここで、 U_{10} ：海面 10m 高さにおける風速である。また、代表周期は JONSWAP の関係式に基づき式(8)のように評価した。

$$T_{1/3} \approx 14 \sqrt{H_{1/3}/g} \quad (8)$$

Fig.10 には式(5)～(8)から求めた有義波高および有義波周期と、データベースから求めた発生頻度が最も高い値との比較を示す。

6.2 海流向き、海流速度の設定

海流条件は、「日本近海海流統計図—季節別—」¹²⁾を参考に設定した。海流向きは卓越方位である 90° (Fig.12 参照) とし、海流速度としては 0.85m/s を与えた。なお、風向は波向きと相関性が高いため、風向と波向きは同じにし、風向、波向きおよび海流向きは同一の 90° の 1 方位とした。なお、疲労損傷度は外力の方向にも依存し、すべての部材で 90° 1 方位に全発生頻度を集約する载荷方法が安全側の評価になるとは限らない。ただし、紙面の都合で詳しくは示さないが、疲労損傷度が最も大きくなる部材に関しては、このことは安全側の評価になることを確認している。

7 解析方法および解析条件

7.1 波浪動揺解析

動揺解析では風力、海流力、波漂流力は定常外力として作用させ、変動外力としては波力のみを考慮した。波力は、グリーン関数法によって得られた浮体表面上の波圧分布を、構造解析用に浮体を分割したビーム要素に集約し、その要素にかかる部材荷重とした。

係留系はカテナリー係留を想定した。定常外力によって得られる釣合い位置におけるケーブルの変位-荷重関係から、線形パネ定数を算出し、等価線形パネとして係留パネをモデル化した。

動揺解析および部材要素等に作用する流体力の算定においては、部材の弾性変形の影響を無視し、剛体 6 自由度運動に対して行なった。なお時刻歴解析の時間刻みは $\Delta t=0.1\text{s}$ として、評価時間は 60 分間と設定した。

7.2 構造解析

構造解析は、剛体モデルの動揺解析結果から、各部材に作用する部材荷重(慣性力、DiffractionおよびRadiation流体力、変動浮力による復元力)の時刻歴を求め、これを弾性体モデルに作用させることで行なった。部材の公称応力度は、影響関数を用いて式(9)により算定した。

$$\sigma_i = \sum_j I(i, j) \cdot F(j) \quad (9)$$

ここに σ_i は浮体上の i 部材要素の応力度、 $F(j)=F_x\mathbf{i}+F_y\mathbf{j}+F_z\mathbf{k}$ は j 部材要素の部材荷重、 $I(i, j) = I_x\mathbf{i}+I_y\mathbf{j}+I_z\mathbf{k}$ は i 部材要素の垂直応力度に関わる j 部材要素の部材荷重の影響関数である。構造解析モデルは、係留の定着点(浮体重心位置)を仮想的な支持点とし、支持形式は 6 自由度に対して完全固定とした。なお、構造解析は弾性解析で、部材の座屈や塑性化は考慮していない。

7.3 疲労解析

疲労損傷の解析では、構造解析の結果得られる公称応力の評価時間 60 分の変動時刻歴から、レインフロー法により、供用期間 20 年あたりの累積疲労損傷度を算出した。累積疲労損傷度の算定には式(10)に示す線形累積損傷則を適用し、供用期間 20 年あたりの累積疲労損傷度を算定した。

$$D = \frac{T_L}{T_S} \sum_j \beta_j D_j = \frac{T_L}{T_S} \sum_j \beta_j \sum_i \frac{n_{S_i}^m S_i^m}{a} \quad (10)$$

ここに、 D : 供用期間あたりの累積疲労損傷度、 D_j : 荷重ケース j の累積損傷度、 β_j : 荷重ケースの時間比、 S_i^m : 応力範囲、 $n_{S_i}^m$: 応力繰返し数、 T_S : 解析時間、 T_L : 供用期間、 m , a : 材料特性に依存する正の定数である。設計 S-N 曲線としては、DNV 指針¹³⁾の Class-C (完全溶け込み溶接による海水中の鋼管管状継手、電気防食および研磨による止端仕上げあり、 $N<10^6$: $m=3$, $\log a=12.192$, $N>10^6$: $m=5$, $\log a=16.32$) を

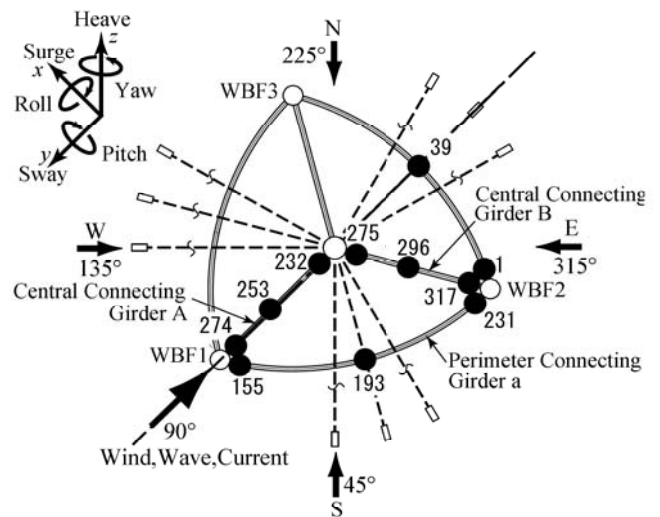


Fig. 12 Structural elements of fatigue damage estimation.

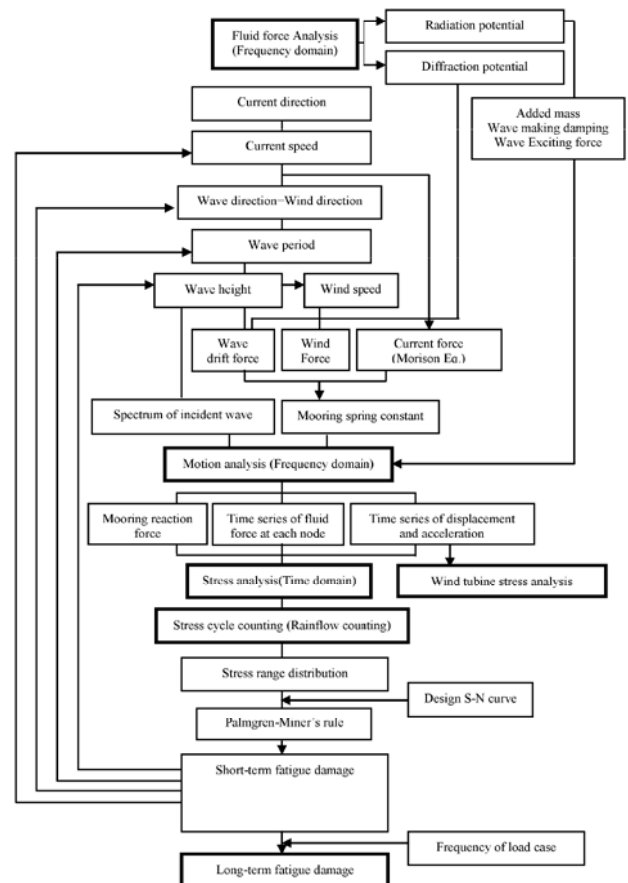


Fig. 13 Flowchart of fatigue damage analysis.

Table.4 Discretization in analytical models.

Draft depth(m)	Number of surface panels in Green's function model	Number of beam elements in stress analysis
10	1870	495
20	2032	507
30	2176	519
50	2464	543

用いた。Fig.13 には以上の一連の解析のフローを、Table.4 には解析モデルの要素数を示す。

8 解析結果

8.1 動揺特性の喫水による変化

Fig.14 には、連結部材の喫水深に対する固有周期の変化を示す。喫水深が大きくなると、Sway と Heave の周期は短く、Roll の周期は長くなる傾向がある。ただし、各モードの固有周期は、対象海域での定格時の有義波周期（6.3s）に比べて十分に長い。

Fig.15 には、浮体重心位置での基準化変動変位（変位の標準偏差を喫水 10m のときの標準偏差で基準化）の喫水深に対する変化を示す。いずれの成分も喫水が深くなると低減する傾向が見られるが、Roll に関して特にその傾向が顕著である。

8.2 疲労損傷度の喫水による変化

代表的な部材要素の疲労損傷度の連結部材の喫水に対する変化を Fig.16 に示す。いずれの部材要素でも喫水深が 20m 以浅では喫水深の増加とともに疲労損傷度は急激に小さくなる。ただし、喫水深がさらに深くなると、損傷度が増加に転じる部材要素がある。

水平部材の疲労損傷度は、喫水が深くなると、鉛直部材（風車および風車基礎浮体）の影響が大きくなる。すなわち、風車および基礎浮体に作用する慣性力、基礎浮体に作用する流体力の影響が、喫水が深くなるほど大きくなる。

Fig.17 には中央水平連結材 A 上の部材要素の基準化変動応力度（応力度の標準偏差を喫水 10m の応力度の標準偏差で基準化）の喫水に対する変化を示す。同図には、水平部材、鉛直部材および風車それぞれに作用する部材荷重ごとの寄与も示す。Fig.17(a)に示す部材要素 No.232 では応力度全体に占める割合は、水平部材からの寄与が最も大きく、喫水が 20m までは急激に減少する傾向を示しており、Fig.16(a)に示した傾向に一致する。Fig.18 には、水平部材に作用する変動波力の喫水による変化の例を示す。図では波力の鉛直方向成分の標準偏差を部材要素 No.39 の標準偏差で基準化して示す。波動運動の鉛直分布に対応して、喫水が深くなると波力は低減される。また、30m よりも深くなると低減傾向は弱くなっており、これらの傾向は部材要素 No.232 の応力度の喫水変化と対応する。

一方、部材要素 No.253（中央連結材 A の中央部、Fig.12 参照）については基準化変動応力度は、喫水が 20m よりも深くなると増加に転じる。これは、水平部材からの寄与は喫

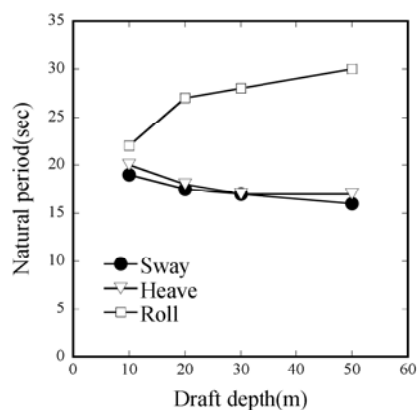


Fig. 14 Natural period of floating body with moorings.

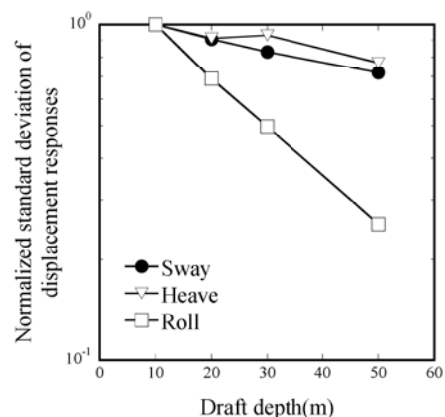


Fig. 15 Normalized standard deviation of displacement responses at the center of gravity (10min. averaged wind speed at hub height $U_{HUB}=34\text{m/s}$, $H_{1/3}=8\text{m}$, $T_{1/3}=12.7\text{s}$).

水が深くなると減少しているのに対し、風車基礎浮体ならびに中央浮体の鉛直部材からの寄与は喫水が 30m を超えると反対に増加していることによるものと考えられる。

これらの結果から、水平連結材の疲労損傷度を低く抑えられ、かつ部材量が最も少ない喫水深は 30m 程度と判断できる。なお、喫水深 30m の場合、疲労損傷度がやや大きい部位に対しては断面を局部的に厚くすることで対処できることを確認している。

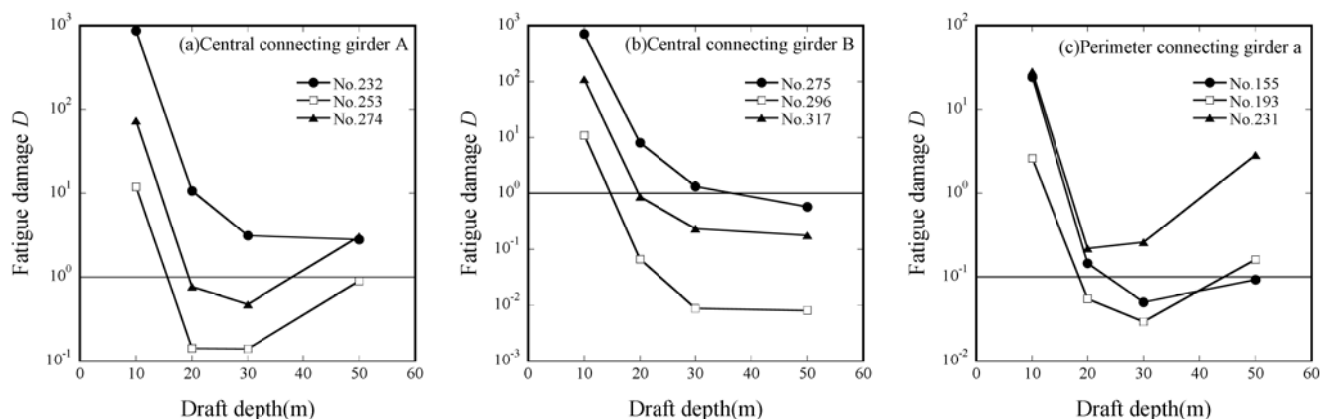


Fig. 16 Relationship between draft depth and fatigue damage.

9 まとめ

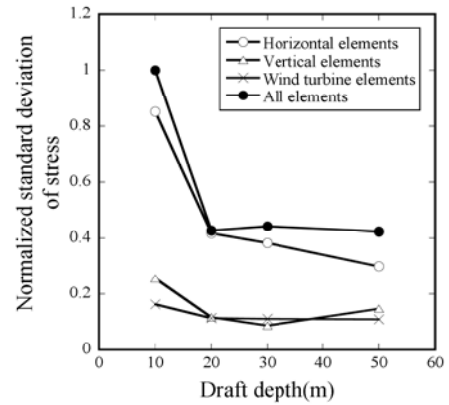
洋上風力発電のための浮体構造として、軽量化および波浪動揺の低減化を図ったセミサブ式浮体を考案し、数値解析と模型実験により動揺特性を検討した。その結果、① 通常のグリーン関数法モデルに加え抗力の影響を考慮することにより良好な精度で動揺特性が再現できること、② 本浮体構造では各運動モードの固有周期が長周期に設定されているため、波浪動揺量が低く抑えられ、暴風時の係留安全性が確保できるとともに、定格時についても発電効率が維持できる程度に傾斜角は小さいことが明らかとなった。

また、連結部材の喫水深に着目した構造最適化の検討を行った。波浪動揺量は、喫水深さ 10m~50m の範囲で変化するものの、風車性能の確保という点ではどの喫水でも問題がない。しかし、疲労損傷度は喫水深により大きく変化し、直径 3m、肉厚 30mm の鋼管を基本部材とした本検討の浮体では、30m 程度の喫水が全体的に最も疲労損傷度を小さく抑えられることが確認された。

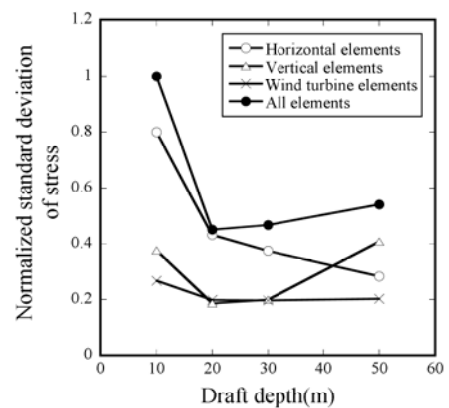
謝辞 (独)海上技術安全研究所の矢後清和氏ならびに大川豊氏には実験に関して有益なるご指導を賜りました。ここに記して謝意を表します。

参考文献

- 1) NEDO: http://www.nedo.go.jp/enetai/other/fuuryoku/dounyuu_ichiran.pdf
- 2) 経済産業省資源エネルギー庁総合資源エネルギー調査会・総合部会・需要部会：「今後のエネルギー政策について」報告書，pp.33，2001.
- 3) (社)日本機械工業連合会・(社)日本海用開発産業協会：平成 13 年度 海洋資源・エネルギーを複合的に活用する沖合洋上風力発電等システムの開発調査研究報告書，pp.40-129，2002.
- 4) Wehausen, J. V. and E. V. Laitone: Surface waves, Encyclopedia of Physics, ed. S. Flugge, Vol.9, Fluid Dynamics III, Springer-Verlag, 1960.
- 5) (社)日本造船学会 海洋工学委員会性能部会編：実践 浮体の流体力学 前編—動揺問題の数値計算法，pp.99-158，成山堂書店，2003.
- 6) Seto, H: Efficient evaluation of some singular integrals appearing in multipole expansions in water of finite depth, Trans. of the West-Japan Soc. of Naval Arch., No. 83, pp.103-113, 1991.
- 7) Seto, H: Some expressions of pulsating source potentials in shallow water and their efficient algorithms, Trans. of the West-Japan Soc. of Naval Arch., No. 85, pp.25-36, 1992.
- 8) 高山知司・永井紀彦・菊池 治・諸石一幸：大型矩形浮体の波浪中の動揺と係留力に関する研究 (第 1 報) —模型実験による検討—，港湾技術研究所報告，第 19 巻 第 3 号，pp. 71-103，1980.
- 9) 大山 巧・土田 充：拡張緩勾配方程式による港内船舶の動揺解析，土木学会論文集，No.539, pp. 141-154, 1996.
- 10) (社)日本建築学会：海洋構造物 構造設計指針 (浮遊式)・同解説，pp.110-118，1990.
- 11) (独法)海上技術安全研究所：日本近海の波と風データベース (詳細版)
http://www.nmri.go.jp/wwwjapan/namikaze_main.html，参照 2007-06-25, 2006.
- 12) 日本海洋データセンター海上保安庁水路部：日本近海海流統計図—季節別—，JP011-91-1，pp. 50-61，2001.
- 13) Det Norske Veritas: Recommendation Practice



(a) Element No.232
(End of central connecting girder A)



(b) Element No.253
(Center of central connecting girder A)

Fig. 17 Contributions from various parts of the floating body to standard deviation of stress in a structural element No.232 and 253 (10min. averaged wind speed at hub height $U_{HUB}=34\text{m/s}$, $H_{1/3}=8\text{m}$, $T_{1/3}=12.7\text{s}$).

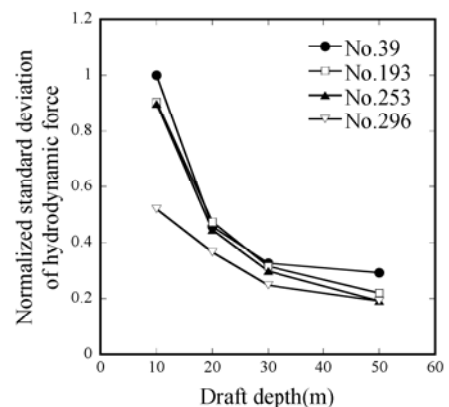


Fig. 18 Normalized hydro dynamic forces acting on connecting girders. ($U_{HUB}=34\text{m/s}$)

DNV-RP-C203 Fatigue Design of Offshore steel Structures, 14p, 2005.